

Express Mail Label No.

Dated: _____

Docket No.: 03191/0200461-USO
(PATENT)

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Patent Application of:
Gunnar Back, et al.

Application No.: Not Yet Assigned

Confirmation No.:

Filed: Concurrently Herewith

Art Unit: N/A

For: METHOD OF OPERATING HYDROKINETIC
TORQUE CONVERTERS IN THE POWER
TRAINS OF MOTOR VEHICLES AND
TORQUE CONVERTER FOR THE PRACTICE
OF THE METHOD

Examiner: Not Yet Assigned

CLAIM FOR PRIORITY AND SUBMISSION OF DOCUMENTS

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Dear Sir:

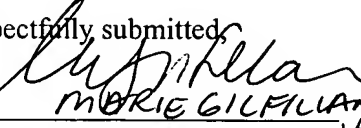
Applicant hereby claims priority under 35 U.S.C. 119 based on the following prior foreign application filed in the following foreign country on the date indicated:

<u>Country</u>	<u>Application No.</u>	<u>Date</u>
Germany	102 53 475.6	November 16, 2002

In support of this claim, a certified copy of the said original foreign application is filed herewith.

Dated: November 11, 2003

Respectfully submitted,

By 
MORIE GILFILIAN 44085
fr Henry Sternberg
Registration No.: 22,408
DARBY & DARBY P.C.
P.O. Box 5257
New York, New York 10150-5257
(212) 527-7700
(212) 753-6237 (Fax)
Attorneys/Agents For Applicant

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen:

102 53 475.6

Anmeldetag:

16. November 2002

Anmelder/Inhaber:

LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG,
Bühl, Baden/DE

Bezeichnung:

Drehmomentwandler und Verfahren zum Betrieb
derselben

IPC:

F 16 H 45/02

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 5. August 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

A handwritten signature in black ink, likely of the President of the German Patent and Trademark Office.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

0798 DE

Patentansprüche

- 5 1. Verfahren zum Dosieren eines Ölstromes über wenigstens eine Reibfläche mindestens einer Lamelle einer Wandler-Überbrückungskupplung, wobei der Ölstrom durch Pumpe, Turbine und Leitrad, durch Maßnahmen in dem Raum zwischen Turbinen-Außenseite und Wandler-Innenseite derart behindert wird, dass der Ölstrom über die mindestens eine Reibfläche verstärkt wird.
- 10 2. Verfahren zum Dosieren eines Ölstromes über eine Reibfläche mindestens einer Lamelle einer Wandler-Überbrückungskupplung, wobei der Fließwiderstand des Ölstroms durch die Wandler-Überbrückungskupplung durch Maßnahmen reduziert wird, so dass der Ölstrom über die mindestens eine Reib-
15 fläche verstärkt wird.
3. Verfahren, insbesondere nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass ein separater und zugleich hydrostatischer Ölstrom die Wandler-Überbrückungskupplung öffnet oder schließt.

4. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Ölstrom zunächst durch Pumpe, Turbine und Leitrad, und dann nachfolgend in den Bereich zwischen Wandler-Innenseite und Turbinen-Außenseite strömt.

5

5. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Ölstrom zunächst in den Bereich zwischen Wandler-Innenseite und Turbinen-Außenseite, und dann nachfolgend durch Pumpe, Turbine und Leitrad strömt.

10

6. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Ölstrom bei geöffneter Kupplung zusätzlich zwischen einem Anpresselement für die Wandler-Überbrückungskupplung und der dem Anpresselement zugewandten Lamellen-Seite hindurchströmt.

15

7. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 3 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass der separate Ölstrom in seinem Druck oder Temperatur gesteuert wird.

20

8. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 3 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass der separate Ölstrom in seinem Druck oder Temperatur geregelt wird.

9. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass der Ölstrom durch die Wandler-Überbrückungskupplung einen Druckabfall von 3 bis 0,1 bar, vorzugsweise von 1 bis 0,2 bar, erfährt.

5 10. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass der Ölstrom durch die Wandler-Überbrückungskupplung 10 bis 0,1 l/min, vorzugsweise 1 bis 0,2 l/min, beträgt.

10 11. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 3 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass durch den separaten Ölstrom die Wandler-Überbrückungskupplung bewußt nicht vollständig geschlossen wird, so dass eine Relativbewegung der Reibbeläge zu den Nachbarreibflächen - also Schlupfbetrieb - möglich ist.

15 12. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 3 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass der separate Ölstrom pulsiert und dadurch die Wandler-Überbrückungskupplung pulsierend geöffnet bzw. geschlossen wird, wobei dann in Phasen der leichten Öffnung der Wandler-Überbrückungskupplung, ebenfalls ein pulsierender Ölstrom über den Reibbelag strömt.

20

13. Verfahren, insbesondere nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass der Schlupfbetrieb zur Minimierung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang verwendet wird.

14. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass das Verfahren zum Kühlen der Kupplung genutzt wird.

15. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass das Verfahren bei einem Automatik-Getriebe angewendet wird.

16. Verfahren, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass das Verfahren bei einem so genannten CVT-Getriebe – einem stufenlos verstellbaren Getriebe – angewendet wird.

17. Drehmomentwandler des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen der Wandler-Innenseite und der Turbinen-Außenseite, zusätzlich zu der Wandler-Überbrückungskupplung, noch mindestens ein zusätzliches Widerstandselement für den Ölstrom angeordnet ist.

18. Vorrichtung, insbesondere zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass, in der Wandler-Überbrückungs-kupplung mindestens ein zusätzlicher Kanal für den Ölstrom angeordnet ist.

19. Vorrichtung, insbesondere nach Anspruch 17 oder 18, dadurch gekennzeichnet, dass in dem inneren Kraftfluß zwischen Wandlergehäuse und Getriebeeingangswelle, ein Turbinendämpfer angeordnet ist.

5 20. Vorrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 17 bis 19, dadurch gekennzeichnet, dass zwei benachbarte, eng beabstandete, scheibenförmige Elemente das zusätzliche Widerstandselement bilden.

10 21. Vorrichtung, insbesondere nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, dass die scheibenförmigen Elemente derart miteinander vernietet sind, dass ein Nietkopf im wesentlichen nicht aus der Ebene der Scheibe herausragt.

15 22. Vorrichtung, insbesondere nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, dass die scheibenförmigen Elemente derart miteinander verschweißt sind, dass eine Schweißnaht nicht - oder nur unwesentlich - aus der Ebene der Scheibenseite herausragt.

20 23. Vorrichtung, insbesondere nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, dass das scheibenförmige Element derart gestanzt ist, dass der Grat - oder abgewinkelte Teilflächen - der Scheibe von einer später benachbarten Scheibe abgewandt sind.

24. Vorrichtung, insbesondere nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, dass das scheibenförmige Element derart zerspanungstechnisch gefertigt wird, dass der Grat von einer späteren Nachbarscheibe abgewandt ist.

5 25. Vorrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 20 bis 24, dadurch gekennzeichnet, dass die Oberfläche eines scheibenförmigen Elementes, die später einer Nachbarscheibe zugewandt ist, eine Nachbearbeitung – wie beispielsweise Plandrehen oder -schleifen – erfährt.

10 26. Vorrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 20 bis 25, dadurch gekennzeichnet, dass der Spalt zwischen zwei scheibenförmigen Elementen durch einen axialen Abstand von 2 bis 0,1 Millimeter und einer radialen Ausdehnung von 30 bis 1 Millimeter, vorzugsweise von einem axialen Abstand von 0,5 bis 0,1 Millimeter und einer radialen Ausdehnung von 10 bis 1 Milli-
15 meter – gebildet wird.

20 27. Vorrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 20 bis 26, dadurch gekennzeichnet, dass ein scheibenförmiges Element von dem Rand eines inneren Lamellenträgers gebildet wird.

28. Vorrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 20 bis 26, dadurch gekennzeichnet, dass ein scheibenförmiges Element von einem Eingangsteil des Turbinendämpfers gebildet wird.

29. Vorrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 20 bis 26, dadurch gekennzeichnet, dass ein scheibenförmiges Element von einem Flansch des Turbinendämpfers gebildet wird.
- 5 30. Vorrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 20 bis 26, dadurch gekennzeichnet, dass ein scheibenförmiges Element von einer Turbinennabe, oder einer nabenförmigen Abstützung der Turbine, gebildet wird.
- 10 31. Vorrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 17 bis 30, dadurch gekennzeichnet, dass das Widerstandselement als Dichtring ausgebildet ist.
32. Vorrichtung, insbesondere nach Anspruch 31, dadurch gekennzeichnet, dass das Widerstandselement als Tellerfeder ausgebildet ist.
- 15 33. Vorrichtung, insbesondere nach Anspruch 31, dadurch gekennzeichnet, dass das Widerstandselement als Membran ausgebildet ist, an einem scheibenförmigen Rand des inneren Lamellenträgers angebracht ist und an einem Sicherungsring im äußeren Lamellenträger anliegt.
- 20 34. Vorrichtung, insbesondere nach Anspruch 31, dadurch gekennzeichnet, dass das Widerstandselement als Membran ausgebildet ist, an einem scheibenförmigen Rand eines inneren Lamellenträgers angebracht ist und an der Innenseite der inneren Lamelle, oder an einer Druckplatte, anliegt.

35. Vorrichtung, insbesondere nach Anspruch 33 oder 34, dadurch gekennzeichnet, dass die Membran zwischen dem scheibenförmigen Rand des inneren Lamellenträgers und dem Eingangsteil des Turbinendämpfers eingeklemmt ist.

5

36. Vorrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 18 bis 35, dadurch gekennzeichnet, dass das Widerstandselement als Ring ausgebildet ist und der an dem inneren Lamellenträger und an der inneren Lamelle anliegt.

- 10 37. Vorrichtung, insbesondere nach Anspruch 36, dadurch gekennzeichnet, dass der Ring – ähnlich wie ein Sicherungsring – in den inneren Lamellenträger einrastbar gestaltet ist.

- 15 38. Vorrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 31 oder 32, dadurch gekennzeichnet, dass der Dichtring oder die Tellerfeder zwischen dem Eingangsteil und dem Flansch des Turbinendämpfers angeordnet sind.

- 20 39. Vorrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 31 oder 32, dadurch gekennzeichnet, dass der Dichtring oder die Tellerfeder zwischen dem Flansch des Turbinendämpfers und der nabenförmigen Abstützung der Turbine angeordnet sind.

40. Vorrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 31 oder 32, dadurch gekennzeichnet, dass der Dichtring oder die Tellerfeder zwischen dem Flansch des Turbinendämpfers und der Turbinennabe angeordnet sind.

5 41. Vorrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 41 bis 40, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens eine Lamelle - der mit dem äußeren Lamellenträger oder mit dem inneren Lamellenträger erzahnten Lamellen - auf der Einstromseite des Öles mit mindestens einer axialen Bohrung oder axialen Ausstanzung versehen ist.

10

42. Vorrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 17 bis 41, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens eine Lamelle an ihrem Umfang zu ihrem betreffenden Lamellenträger derart beabstandet ist, dass zwischen einem Verzahnungsfuß und einem Verzahnungskopf ein Spalt entsteht, wodurch dann eine Öffnung für das axiale Einstromen des Öles entsteht.

15

43. Kraftfahrzeug mit einem Wandler, der nach einem der Ansprüche 1 bis 16 betrieben wird und nach einem der Ansprüche 17 bis 42 ausgebildet ist.

20

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

0798 DE

Drehmomentwandler und Verfahren zum Betrieb derselben

Die Erfindung betrifft Drehmomentwandler sowie Verfahren zum Betrieb derselben, insbesondere für Kraftfahrzeuge.

Solche Wandler bilden ein Bindeglied zwischen dem Motor des Kraftfahrzeuges und dem Getriebe. Zur Verbesserung des Wirkungsgrades eines Wandlers, ist dieser häufig mit einer Wandler-Überbrückungskupplung ausgestattet. Diese Wandler-Überbrückungskupplung schließt bei einem Drehzahlverhältnis von Turbinendrehzahl zu Pumpendrehzahl von etwa 0,8 bis 0,85. Nach dem Schließen der Wandler-Überbrückungskupplung beträgt der Wirkungsgrad eines Wandlers nahezu 100%. Zum Funktionieren des Wandlers, muss dieser im wesentlichen vollständig mit Öl gefüllt sein. Da das Öl sich erwärmen oder verunreinigt werden kann, ist es erforderlich, dass das Öl in einem ständigen Kreislauf umgewälzt wird, wobei es gereinigt und/oder gekühlt wird.

Es gibt Wandler-Bauformen, da wird mit dem Ölstrom auch die Wandler-Überbrückungskupplung geschaltet und versorgt. Dieses geht beispielsweise in der Form vorstatten, dass der zwischen Pumpen- und Turbinenrad des Wandlers austretende Ölstrom auf eine axial bewegliche, konzentrische Scheibe drückt. Ein auf der Scheibe angebrachter Reibbelag, der sich auf der Seite der Scheibe be-

findet, in die sich die Scheibe durch den Ölstrom bewegt, erzeugt bei Kontakt mit einer Innenfläche des Wandlergehäuses einen Reibschluss. Das Motor-Drehmoment wird dann über das Wandlergehäuse auf eine Getriebeeingangswelle geleitet. Beim Nachlassen des Ölstromes oder bei einer Richtungsumkehr
5 des Ölstromes (je nach Bauform des Wandlers) öffnet sich dann wieder die Wandler-Überbrückungskupplung.

Es gibt aber auch Wandler, bei denen wird mittels eines so genannten dritten Kanals die Wandler-Überbrückungskupplung geschlossen. Lässt man in dem dritten
10 Kanal den Öldruck nach, so öffnet der zirkulierende Ölstrom (versorgt über einen ersten und zweiten Kanal) durch seinen Öldruck wieder die Wandler-Überbrückungskupplung. Wird ein dritter Kanal verwendet, so besitzt die Wandler-Überbrückungskupplung fast immer auch mehrere Scheiben mit Reibbelägen; der Reibschluss wird also mittels eines Lamellenpakets übertragen.

15

Um Torsionsschwingungen in dem Antriebstrang eines Kraftfahrzeuges zu vermeiden, werden teilweise Wandler-Überbrückungskupplungen derart betrieben, dass sie in einer definierten Weise unter Last geöffnet werden. Das dann auftretende Entgegenschwingen – zumindest in einem Teil des Antriebsstranges – führt
20 zu insgesamt geringeren Torsionsschwingungen des Gesamt-Antriebstranges.

Dieses gezielte Öffnen einer Kupplung (gegebenenfalls mit einer deutlichen Relativbewegung der Reibpartner, also Reibbelag auf Metall oder Reibbelag auf Reibbelag) nennt man auch Schlupfbetrieb. Durch den Schlupfbetrieb erwärmen sich

jedoch der Reibbelag und die Reibfläche der Wandler-Überbrückungskupplung und auch das Öl. Durch die Erwärmung des Reibbelages kann bei einer unzureichenden Ölversorgung der Reibbelag beschädigt werden. Ferner kann sich auch-
zumindest zum Teil – das Öl zersetzen. Abrieb und Zersetzungsbestandteile
5 des/der Reibbeläge und Öl-Abfallprodukte beeinträchtigen dann zusätzlich noch die Funktion und Zuverlässigkeit der Wandler-Überbrückungskupplung.

Es ist deshalb Aufgabe der Erfindung, für ein Kraftfahrzeug mit einem Wandler, der mit einer Überbrückungskupplung ausgestattet ist, ein Verfahren und eine
10 Vorrichtung bereitzustellen, die die Verfügbarkeit erhöht.

Gemäß der Erfindung wird der Ölstrom außerhalb von Pumpenrad, Turbinenrad und Leitrad, aber innerhalb des Wandlers - also zwischen Turbinenaußenseite und der Wandlerinnenseite - durch Maßnahmen derart am freien Fluss behindert,
15 dass der Ölstrom gezwungen ist, in einem verstärkten Maße über mindestens eine Reibfläche der Wandler-Überbrückungskupplung zu fließen. In einem gleichwertigen Verfahren wird durch Reduzierung des Fließwiderstandes des Ölstroms über die Wandler-Überbrückungskupplung, der Ölstrom über die Reibfläche der Wandler-Überbrückungskupplung verstärkt.

20

Der Ölstrom über die Wandler-Überbrückungskupplung ist ein Teil-Ölstrom des Gesamtölstromes. Die Betätigung der Wandler-Überbrückungskupplung erfolgt meistens ebenfalls über den Gesamtölstrom. In einer besondern Ausgestaltung der Wandler-Überbrückungskupplung wird diese mittels eines separaten und

zugleich hydrostatischen Ölstromes entweder geschlossen oder auch geöffnet. Ob durch den zusätzlichen Ölstrom die Wandler-Überbrückungskupplung geschlossen oder geöffnet wird, hängt lediglich von dem kinematischen Aufbau der Wandler-Überbrückungskupplung und des Wandlers ab.

5

Der Ölstrom durch den Wandler fließt in den meisten Fällen zunächst in die Pumpe. In dem Spalt zwischen Pumpe und Turbine tritt dann der Ölstrom wieder aus und gelangt danach in den Raum zwischen Turbinenaußenfläche und Wandlerinnenfläche. Im Rahmen der Erfindung ist es aber auch möglich, dass der Ölstrom
10 zunächst durch den Bereich zwischen Wandlerinnenseite und Turbinenaußenseite und danach erst in die Pumpe oder Turbine des Wandlers einströmt.

15

Wenn erfindungsgemäß durch Maßnahmen der Ölstrom im Wandler in bestimmten Bereichen behindert wird, so stellt dieses eine allgemeine Druckerhöhung im Wandlergehäuse dar. Deshalb ist es bei konstant wirkenden Behinderungs-
Maßnahmen, zumindest zu Zeiten der geöffneten Kupplung, vorteilhaft, wenn ein
Teil des Ölstromes sich auch zwischen einem Anpresselement (dieses Anpresse-
element drückt beispielsweise beim Schließen der Wandler-
Überbrückungskupplung auf Lamellen und/oder Reibbeläge) und der Außenfläche
20 der äußeren Lamelle ergießen kann. Dadurch kommt es zu einer weitestgehend ungehinderten Ölzirkulation, welches den Öldruck reduziert und damit Antriebsleistung einspart.

In einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung, wird der separate Ölstrom –

also der Ölstrom der die Überbrückungskupplung schließt – in seinem Druck gesteuert. Durch die Steuerung lässt sich nicht nur ein Öldruck auf einen Wert hochsetzen, beziehungsweise später wieder auf einen tieferen Wert herunterfahren, sondern der Öldruck ist in seinem zeitlichen Verlauf nach einer gewünschten

5 Kennlinie steuerbar.

In einer weiteren ausgestaltete Erfindung, wird der Ölstrom in seinem Druck geregelt. Hierzu gibt es in dem separaten, hydrostatischen Ölstrom einen Sensor, der beispielsweise den aktuellen Druck misst. In Abhängigkeit von dem tatsächlich
10 gemessenen Druck an einer definierten Stelle, kann dann in effektiver Weise auf ein bestimmtes, gewünschtes Kupplungsverhalten hingetrimmt werden. Der Sensor kann aber auch als Temperatur-Sensor ausgebildet sein. Dadurch kann beispielsweise eine Ölüberhitzung durch Erhöhung des Ölstromes bei zunehmender Temperatur vermieden werden. Die Regelung kann aber auch vorsehen, dass die
15 Öl-Temperatur auf einem hohen, noch zulässigen Wert gehalten wird, um bei einem Minimum an Ölstrom, ein Maximum an Wärme abzuführen.

Wird nun ein Ölstrom über die Wandler-Überbrückungskupplung gelenkt, so gibt es in Abhängigkeit von dem Gesamtölstrom und dem Strömungswiderstand der
20 Wandler-Überbrückungskupplung, eine Druckdifferenz zwischen der Ein- und Ausströmseite – also in radialer Richtung - der Kupplung. Diese Druckdifferenz kann vorteilhafterweise zwischen 3 und 0,1 bar, vorzugsweise aber von 1 bis zu 0,2 bar betragen. Im gleichen Zuge ist der Ölstrom durch die Wandler-Überbrückungskupplung zwischen 10 und 0,1 l/min, vorzugsweise aber 1 bis 0,2

l/min stark. Je höher der Ölstrom durch die Kupplung ist, desto besser ist die Wärmeabfuhr an den Reibbelägen. Je höher aber der Ölstrom ist, desto mehr Antriebsleistung wird benötigt.

- 5 In einer Ausgestaltung der Erfindung, wird die Wandler-Überbrückungskupplung bewusst nicht vollständig geschlossen. Dadurch entsteht eine Relativbewegung der Reibbeläge zu den entsprechenden Paarungswerkstoffen. Ein derartiger Einsatzfall wird auch Schlupfbetrieb genannt.
- 10 Wird nun der separate, hydrostatische Ölstrom pulsierend betrieben, so wird die Wandler-Überbrückungskupplung dabei pulsierend geöffnet beziehungsweise geschlossen. Es entstehen Phasen der leichten Öffnung der Kupplung, so dass ebenfalls ein pulsierender Ölstrom über die Reibbeläge strömt. Durch diese Technik kann man das Übertragungsmoment der Kupplung gezielt beeinflussen, so
- 15 dass beispielsweise ein sinusförmiger zeitlicher Verlauf des Übertragungsmomentes möglich ist. So sind im Antriebsstrang Torsionsschwingungen gezielt realisierbar, die dann dem Gesamtschwingungs-System des Antriebsstranges überlagert werden. Durch eine gezielte Steuerung bzw. Regelung dieser bewusst herbeigeführten Schwingungen, ist beispielsweise eine Minimierung der Torsions-
- 20 schwingungen im Antriebsstrang möglich.

Durch die erfindungsgemäße Erhöhung des Ölstromes durch die Wandler-Überbrückungskupplung – sei es konstant oder auch pulsierend – ist auch eine verstärkte Kühlung der Kupplung möglich. Die vom Öl aufgenommene Wärme-

menge wird dann in einem Ölkühler – wie er in Automatikgetrieben selbstverständlich ist – wieder abgeführt. Unter Automatikgetrieben im Sinne der Erfindung sind Getriebe zu verstehen, die ohne Zugkraftunterbrechung in Verbindung mit mindestens einem Planetengetriebe die Übersetzung bewerkstelligen. Die vorliegende Erfindung ist aber auch in Verbindung mit so genannten CVT-Getrieben anwendbar, denn auch CVT-Getriebe besitzen häufig zwischen der Motorausgangswelle und ihrem stufenlos verstellbaren Getriebe, einen Wandler.

Zur Durchführung des Verfahrens gibt es zwei Wege. Bei dem ersten Lösungsweg wird zwischen der Innenseite des Wandlergehäuses und der Turbinenaußenseite – also der Raum in dem sich auch die Wandler-Überbrückungskupplung befindet – noch mindestens ein zusätzliches Widerstandselement für den Ölstrom angeordnet. Das erste Widerstandselement in diesem Raum ist die Wandler-Überbrückungskupplung selbst. Durch dieses zusätzliche Widerstandselement kann der Ölstrom in diesem Raum nicht ungestört an der Wandler-Überbrückungskupplung vorbeifließen, sondern er wird durch den zusätzlichen Strömungswiderstand gezwungen, sich über den mindestens einen Spalt zwischen Kupplungslamelle und zugeordneter Reibfläche verstärkt zu bewegen. Dadurch kommt es zu einem verstärktem Ölstrom durch die Wandler-Überbrückungskupplung.

Bei einem zweiten Lösungsweg wird die mindestens eine Kupplungslamelle mit einem zusätzlichen Kanal versehen, so dass der Ölstrom sich leichter über die Wandler-Überbrückungskupplung ergießen kann. Häufig haben Lamellen an ih-

rem äußeren oder inneren Umfangsbereich einen gezahnten Rand. Mit diesem gezahnten Rand greifen sie in einen gleicher Weise geformten inneren oder äußeren Lamellenträger. Durch diese Verzahnung ist der Spalt zwischen den Lamellen und dem Lamellenträger derart eng, dass das Öl sich nur in ungenügender Weise
5 über die Reibbeläge ergießen kann.

Im Rahmen der Erfindung kann die verbesserte – beziehungsweise verstärkte Durchflutung einer Wandler-Überbrückungskupplung mit Öl, sowohl mit einem zusätzlichen Widerstandselement, als auch mit mindestens einem zusätzlichen Ka-
10 nal, oder auch mit beiden Lösungswegen, bewerkstelligt werden.

In einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist der Wandler mit einem Turbinendämpfer ausgestattet. Bei geschlossener Wandler-Überbrückungskupplung geht der Kraftfluss von dem Wandler-Gehäuse über die Wandler-
15 Überbrückungskupplung in das Eingangsteil des Turbinendämpfers. Über die mindestens eine Dämpfungsfeder und dem Flansch des Turbinendämpfers geht der Kraftfluss in die Turbinenwelle (die meistens zugleich auch die Getriebeeingangswelle ist). Der Turbinendämpfer erhöht den Komfort eines Wandlers, weil er Drehschwingungen seitens des Motors abschwächt. Durch eine gezielte Schlupf-
20 regelung in der Wandler-Überbrückungskupplung, in Verbindung mit einer erhöhten Durchflutung der Wandler-Überbrückungskupplung, wird der Komfort eines Wandlers noch weiter gesteigert.

In einer Ausgestaltung der Erfindung wird das Widerstandselement durch zwei eng zueinander beabstandete, scheibenförmige Elemente gebildet. Der innere Lamellenträger besitzt zur Anbindung an benachbarte Bauteile einen scheibenförmigen Rand. Ebenso bilden das Eingangsteil und der Flansch des Turbinendämpfers in weiten Bereichen ihrer radialen Erstreckung eine Scheibe. Auch Teile des Turbinengehäuses sind scheibenförmig ausgebildet. Werden nun zwei dieser scheibenförmigen Elemente, die nach dem Stand der Technik einen großen Abstand zueinander haben, von dem Öl radial durchströmt, so stellen sie keinen nennenswerten Widerstand für das zirkulierende Öl dar.

10

Das aus dem Stand der Technik schon bekannte, aus zwei scheibenförmigen Elementen gebildete Widerstandselement, entsteht durch den scheibenförmigen Rand des inneren Lamellenträgers und durch ein erstes, benachbartes Eingangsteil des Turbinendämpfers. Diese Teile sind meistens miteinander vernietet.

15 Erfindungsgemäß werden beide Teile in der Weise vernietet, dass der Nietkopf nicht - oder nur unwesentlich - aus der Oberfläche des scheibenförmigen Elementes herausragt, der zu einem anderen scheibenförmigen Element eng beabstandet ist. Dieses wird in der Form bewerkstelligt, dass beispielsweise der Nietkopf versenkt angebracht wird.

20

Sind scheibenförmige Elemente beispielsweise miteinander verschweißt, so wird die Schweißnaht derart angebracht, dass sie entweder nicht oder nur unwesentlich aus der Ebene der Scheibenfläche herausragt. Durch diese hohe Fertigungsgenauigkeit können scheibenförmige Elemente derart nah zueinander gebracht

werden, dass sie einen engen Spalt miteinander bilden und deshalb nur unwesentlich Öl über diesen Spalt abfließen kann, weshalb wiederum der Öldruck in dem Wandler insgesamt erhöht wird und dadurch verstärkt Öl über die Beläge der Wandler-Überbrückungskupplung fließt.

5

Um mit scheibenförmigen Elementen erfindungsgemäße Widerstandselemente aufzubauen, ist eine enge Annäherung benachbarter scheibenförmige Elemente notwendig. Deshalb ist es bei gestanzten, scheibenförmige Elemente von Vorteil, wenn sie in der Weise gestanzt werden, dass der Grat oder abgewinkelte oder ausgeklinkte Teilflächen der Scheibe, von einer später benachbarten Scheiben abgewandt sind. Auch bei zerspanungstechnisch hergestellten, scheibenförmigen Elementen ist es wichtig und vorteilhaft, wenn ein möglicher Grat von einer später benachbarten Scheibe abgewandt ist.

10

15 Um fertigungstechnisch nicht zu sehr auf eine Bearbeitungsrichtung – zum Beispiel Stanzrichtung – festgelegt zu sein, ist es vorteilhaft, wenn durch eine einfache Nachbearbeitung – wie zum Beispiel Plandrehen oder -schleifen – die scheibenförmige Elemente derart in die Oberfläche genau sind, so dass sich mit ihnen enge Spalte aufbauen lassen.

20

Werden scheibenförmige, eng zueinander beabstandete scheibenförmige Elemente in Radialrichtung – beispielsweise von Öl – durchströmt, so ist für den Strömungswiderstand nicht nur der Abstand der Scheiben, sondern auch die radiale Distanz, die das Öl in diesem Abstand zurücklegen muss, von Bedeutung. Die

Ölmenge über die Reibbeläge der Wandler-Überbrückungskupplung pro Zeiteinheit hängt von dem Druck, dem axialen Abstand der scheibenförmigen Elemente und der radialen Wegstrecke ab. Um eine Wandler-Überbrückungskupplung erfindungsgemäß stärker zu durchfluten, ist ein Spalt mit einem axial Abstand von 2
5 bis 0,1 Millimeter und einer radialen Ausdehnung von 30 bis 1 Millimeter, vorzugsweise aber mit einem axialen Abstand von 0,5 bis 0,1 Millimeter und einer radialen Ausdehnung von 10 bis 1 Millimeter erforderlich.

In einer weiteren Ausgestaltung des Widerstandselementes ist dieses als separates, zusätzliches Bauteil ausgebildet. In einer Ausgestaltung wird das Widerstandselement von einem Dichtring verkörpert. In einer anderen Ausgestaltung ist das Widerstandselement eine Tellerfeder, die zwischen zwei – relativ weit beabstandeten – scheibenförmigen Elementen angeordnet ist. Hierbei sind beide kreisförmige Ränder weiteren scheibenförmigen Elementen sehr nahe.
10

Nachfolgend soll die Erfindung anhand der Figuren näher erläutert werden. Es zeigen:
15

Figur 1 einen teilweisen Querschnitt durch einen Wandler mit einer Überbrückungskupplung;
20

Figur 2 den Wandler der Figur 1 mit geöffneter Überbrückungskupplung;

ergäben sich hier eine Vielzahl von umlaufenden Linien. Weil diese Linien aber die Übersichtlichkeit beeinträchtigen würden, sind sie hier weggelassen worden.

In der Figur 1 ist eine Teilansicht eines Querschnittes durch einen Wandler 1 zu sehen. Der Wandler 1 ist mittels einer Anbindung 15 beispielsweise mit der Schwungscheibe eines Verbrennungsmotors verbunden. Der Wandler 1 und die nicht dargestellte Schwungscheibe drehen sich um eine gemeinsame Drehachse 16. Die strömungstechnisch entscheidenden Bauteile des Wandlers 1 sind eine Pumpe (nicht in der Figur 1 zu sehen, sie würde sich rechts von der Abbruchlinie befinden), eine Turbine 5 und ein Leitrad 6. Das Leitrad 6 ist mittels eines Vielzahnprofils 47 drehfest mit der Leitradwelle 50 verbunden. Um den Wirkungsgrad für geringe Drehzahldifferenzen zwischen Pumpe und Turbine 5 zu verbessern, weist das Leitrad 6 einen Freilauf 20 auf, der in Pumpendrehrichtung freigängig ist. Die Turbine 5 weist eine nabenförmige Abstützung 35 auf. Diese nabenförmige Abstützung 35 kann deshalb nicht einfach als ‚Nabe‘ bezeichnet werden, weil sich die Abstützung 35 nicht direkt auf einer Welle befindet. In den Figuren 1 bis 4 stützt sich die nabenförmige Abstützung 35 auf einem Flansch 34 eines Turbinendämpfers 30 ab. Dieser Flansch 34 ist mittels eines Vielzahnprofils 46 mit der Turbinenwelle 49 drehfest verbunden.

20

Die Pumpe eines Wandlers 1 ist mit seinem Gehäuse starr verbunden. Zwischen der Pumpe und dem Leitrad 6, dem Leitrad 6 und der nabenförmigen Abstützung 35, dem Flansch 34 des Turbinendämpfers 30 und einem Teil 24 (welches im weiteren Verlauf der Figurenbeschreibung Führungsteil genannt wird) kommt es

zu Relativ-Drehbewegungen, die zugleich unter starken axialen Kräften stattfinden. Deshalb sind an den beschriebenen Stellen Nadellager 21 und 22 angeordnet.

- 5 Weil die Pumpe und die Turbine 5 geringfügig zueinander beabstandet sind und weil durch die Fliehkräfte in dem sich drehenden Wandler 1 Öl aus diesem Spalt austritt, ergießt sich ein Ölstrom 7 in den Raum zwischen Wandler-Innenfläche 4 und Turbinen-Außenfläche 3. Über einen ersten Kanal (wäre in der Figur 1 rechts von der Abbruchlinie) wird der Raum mit der Pumpe, der Turbine 5 und dem Leit-
- 10 rad 6 kontinuierlich mit Öl versorgt. Mittels eines zweiten Kanals 19 kann das Öl zu einer Umwälzpumpe zurückfließen. Im Bereich der Umwälzpumpe kann auch eine Ölaufbereitung stattfinden. Die Ölaufbereitung kann das Kühlen und/oder das Reinigen des Öles vorsehen.
- 15 In dem Raum zwischen Wandler-Innenfläche 4 und Turbinen-Außenfläche 3 befindet sich eine Wandler-Überbrückungskupplung 2, die mit dem und der Turbinen-Dämpfer 30 gekoppelt ist. Ein äußerer Lamellenträger 13 der Wandler-Überbrückungskupplung 2 ist mittels einer Schweißnaht 33 drehfest mit dem Wandler 1 verbunden. Zwischen dem äußeren Lamellenträger 13 und einem inneren
- 20 Lamellenträger 14 sind eine Vielzahl von Lamellen 10 angeordnet. Bei den Lamellen 10 muss man zwischen Außen- und Innenlamellen unterscheiden. Die Außenlamellen 10a stützen sich durch eine äußere, umfängliche Profilierung an der Innenseite des ebenfalls profilierten äußeren Lamellenträger 13 ab. Die Innenlamellen 10b weisen ebenfalls eine umfängliche Profilierung auf, die aber in-

nenliegend ist, weshalb sich die Innenlamellen 10b damit am inneren, ebenfalls profilierten, Lamellenträger 14 abstützen können. Die Außenlamellen 10a drehen sich synchron mit dem äußeren Lamellenträger 13 und die Innenlamellen 10b synchron mit dem inneren Lamellenträger 14. Ist die Wandler-Überbrückungskupplung 2 nicht – oder nicht vollständig - geschlossen, so weisen die Außenlamellen 10a zu den Innenlamellen 10b eine Relativdrehbewegung auf. Die Reibbeläge auf den Lamellen 10 sind derart angeordnet, dass nie zwei reibbelagfreie Lamellen-Planflächen aufeinander schleifen.

10 Gegen ein axiales Verschieben der Lamellen 10 ist beispielsweise an dem äußeren Lamellenträger 13 eine umfängliche Druckplatte 27 abgebracht. Diese Druckplatte 27 wird beispielsweise durch einen Ring 28 (der als Sicherungsring ausgebildet sein kann) gehalten. Zum Schließen der Wandler-Überbrückungskupplung 2 müssen die Lamellen 10 gegeneinander gepresst werden. Dieses Zusammenpressen erfolgt mittels eines Anpresseelementes 11. Über einen dritten Kanal 18 wird ein separater Ölstrom 8 zwischen die Wandler-Innenfläche 4 und dem Anpresselement 11 gepresst. Da das Anpresselement 11 auf einem Führungsteil 24 axial geführt wird und mittels Dichtungen 17 abgedichtet ist, erfolgt durch den Ölstrom 8 eine Bewegung des Anpresselementes 11 gegen die Lamellen 10. Um Reibung zwischen dem Anpresselement 11 und den Lamellen 10, und/oder um Reibung an den Dichtungen 17 zu verhindern, ist das Anpresselement 11 mittels einer Verzahnung 23 auf dem Führungsteil 24 drehfest geführt. Das Führungsteil 24 selbst ist sowohl axial, als auch radial gegenüber dem Gehäuse des Wandlers 1 fest.

Bewegt sich das Anpresselement 11 gegen die Lamellen 10, so werden die Lamellen 10 zusammengepresst, da sie sich wegen der Druckplatte 27 und dem Ring 28 nicht weiter nach rechts verschieben können. Da auf der gegenüberliegenden Seite des Anpresselementes 11 der Ölstrom 7 mit seinem Druck einwirkt, muss der separate Ölstrom 8 einen höheren Druck aufweisen, um gegen die Druckkraft des Ölstromes 7 anzukommen.

Der äußere Lamellenträger 13 und der innere Lamellenträger 14 weisen je mindestens eine radiale Öffnung auf (in der Figur 1 nicht dargestellt). Häufig werden jedoch eine Vielzahl von Öffnungen auf dem Umfang der Lamellenträger 13 und 14 angeordnet. Durch diese Löcher kann ein Teilölstrom 9 vom Hauptölstrom 7 über die Beläge der Lamellen 10 fließen. Die Fließrichtung über die Lamellen 10 richtet sich hierbei nach der Fließrichtung des Ölstromes 7. Bei einem Ölstrom 7, der beispielsweise – wie hier dargestellt - von der Pumpe, Turbine und Leitrad kommt, wird die Wandler-Überbrückungskupplung 2 im wesentlichen radial von außen nach innen durchströmen. Zusätzlich zur rein radialen Durchströmung, ist auch ein zunächst axialer Ölstrom über eine Einstromseite 29 möglich. Diese Einstromseite 29 ist zwischen dem äußeren Lamellenträger 13 und den äußeren Lamellen 10a angeordnet.

Der in den Figuren 1 bis 4 dargestellte Turbinendämpfer 30 hat die Aufgabe, bei geschlossener oder fast geschlossener Wandler-Überbrückungskupplung 2, die von dem Motor kommenden Torsionsschwingungen zu minimieren. Die Seiten

des Turbinendämpfers 30 werden von einem linken und einem rechten Eingangsteil 36 gebildet. Beide Eingangsteile 36 sind an ihrem Umfang an mehreren Stellen mittels Niete 31 miteinander verbunden. Das linke Eingangsteil 36 ist auch mit einem scheibenförmigen Element 51 – nämlich dem Rand des inneren Lammellenträgers 14 - vernietet. Jedes Eingangsteil 36 besitzt über den Umfang verteilt mehrere Federfenster 39, welche an ihrem radial äußeren Rand je mit einem Federfensterflügel 45 versehen sind. In diesen Federfenstern 39 sind Federn 40, 41 angeordnet. In dem dargestellten Ausführungsbeispiel sind die Federn nach dem Bauprinzip der ineinander geschachtelten Federn positioniert.

10

Während Stützflächen in den Federfenstern 39 der Eingangsteile 36 auf das eine Ende der Federn 40, 41 einwirken, wirken auf die anderen Enden der Federn 40, 41 Stützflächen des Flansches 34. Der Flansch 34 ist über das Vielzahnprofil 46 mit der Turbinenwelle 49 drehfest verbunden. Da der Flansch 34 aus einem einfachen Stanzteil besteht, das Vielzahnprofil 46 aber ein aufwendigeres Präzisionsteil, ist es vorteilhaft, beide Teile zunächst getrennt herzustellen und dann erst miteinander zu verbinden. Das Verbinden ist hier mittels einer Schweißnaht 33 geschehen. Um das relative Verdrehen der Eingangsteile 36 gegenüber dem Flansch 34 zu begrenzen, ist ein Drehwinkelanschlag 42 am Turbinendämpfer 30 vorgesehen. Der Drehwinkelanschlag 42 wird beispielsweise durch Anschlagnocken gebildet, die sich an dem Flansch 34 und an mindestens einem Eingangsteil 36 befinden und die sich bei Last aufeinander zubewegen.

20

Ist die Wandler-Überbrückungskupplung 2 nicht geschlossen, so geht der Kraftfluss von der Kurbelwelle – bzw. der Schwungmasse – über das Wandler-Gehäuse in die Pumpe. Durch die Hydrodynamik des Wandlers 1 erfolgt der Antrieb der Turbine 5. Der Spalt zwischen Pumpe und Turbine 5 bewirkt eine erste
5 Dämpfung der Torsionsschwingungen. Da die Turbine 5 mittels einer Verzahnung an ihrer nabenförmigen Abstützung 35 mit dem rechten Eingangsteil 36 verbunden ist, wird der Kraftfluss – und damit das mit Schwingungen überlagerte Drehmoment – in den Turbinendämpfer 30 geleitet. Der Turbinendämpfer 30 bewirkt als Feder-Masse-System eine weitere Torsionsschwingungsdämpfung. Nach dem
10 Turbinendämpfer 30 gelangt der Kraftfluss in die Turbinenwelle 49.

Ist die Wandler-Überbrückungskupplung 2 geschlossen, so erfolgt der Kraftfluss vom Wandler-Gehäuse über die Wandler-Überbrückungskupplung 2 in das linke Eingangsteil 36 des Turbinendämpfers 30. Der rechte Teil des Turbinendämpfers
15 30 leitet kein Drehmoment in den Turbinendämpfer 30 ein, weil bei einer geschlossenen Wandler-Überbrückungskupplung 30 die Pumpe und die Turbine 5 mit der gleichen Drehzahl drehen und deshalb dort kein Moment übertragen wird. Auch hier erfolgt nach dem Durchlaufen des Kraftflusses durch den Turbinendämpfer 30 die Einleitung in die Turbinenwelle 49.

20

Die Turbine 5 ist in der Figur 1 nicht direkt mit der Turbinenwelle 49 verbunden. Sie stützt sich auf dem Flansch 34 des Turbinendämpfers 30 ab. Aus diesem Grunde spricht man von einer nabenförmigen Abstützung 35 der Turbine 5. Um die nabenförmige Abstützung 35 axial zu sichern, wird sie von einem axialen Si-

cherungsring 25 gehalten. Damit der Ölstrom 7 in den zweiten Kanal 19 zurückfließen kann, ist der Flansch 34 mit einem Durchfluss 48a und die nabenförmige Abstützung 35 mit einem Durchfluss 48b versehen. Da der Durchfluss 48b hier außerhalb der Schnittebene liegt, wird seine Form mit der gestrichelten Linie wiedergegeben. Deutlich ist zu erkennen, dass der Sicherungsring 25 kein nennenswertes Strömungshindernis darstellt, weshalb der Ölstrom 7 in den zweiten Kanal 19 zurückfließen kann.

Zur Durchführung des erfinderischen Gedankens sind in der Figur 1 eine Reihe Maßnahmen verwirklicht worden. Zum einen ist der Weg des Öles - vorbei an den unteren, inneren Enden der Lamellen 10 - mittels einer Membran 26 verschlossen worden. Die Bezeichnung „Membran“ für das Bauteil 36 ist deshalb gewählt worden, weil die Membran 36 eine dünne, elastische Scheibe ist, die sich an ihrem äußeren Durchmesser durch ihre Eigenspannung und/oder Vorspannung immer selbsttätig an der Auflage anlegt. Ein „Kurzschluss“ des Öles – also ein vorbeifließen an der Kupplung - ist so erschwert. Das Öl muss, wenn es über die Wandler-Überbrückungskupplung 2 fließt, von oben her über die Lamellen 10 fließen. Die Membran 26 liegt an dem Ring 28 an, der als Sicherungsring ausgebildet ist und deshalb teilweise in die umfängliche, innere Verzahnung des äußeren Lamellenträgers 13 hineingreift. Zwischen dem Ring 28 und dem äußeren Lamellenträger 13 sind Eintrittsmöglichkeiten für das Öl vorhanden.

Damit das Öl aber keinen anderen Umgehungsweg nehmen kann, müssen weitere „Kurzschlüsse“ beseitigt werden. Der Raum zwischen der Turbinen-

Außenfläche 3 und der Wandler-Innenfläche 4 (im radial inneren Bereich), ist mit einer Vielzahl von scheibenförmigen Elementen 51 versehen, wo das zurückfließende Öl nur zwischen den Scheiben fließen kann. Die Verbindung des linken Eingangsteiles 36 mit dem rechten Rand des inneren Lamellenträgers 14, ist eine
5 Verbindung zweier scheibenförmiger Elemente, die auch ohne die Membran 26 im wesentlichen ölundurchlässig ist. Durch die scheibenförmige Grundstruktur des linken Eingangsteiles 36 und des rechten Randes des inneren Lamellenträgers 14 wird die Anordnung der scheibenförmigen Membran 26 konstruktiv erleichtert.

- 10 Weiterhin sind die Spalte zwischen dem linken Eingangsteil 36 und dem Flansch 34 und wiederum zwischen dem Flansch 34 und dem nabenförmigen Turbinenabstützung 35 Stellen, an denen das Öl ohne nennenswerten Widerstand abfließen könnte. An diesen Stellen sind Tellerfedern 37 positioniert, wobei der eine Rand der Tellerfeder 37 nahe an dem einem Bauteil, und der andere Rand an
15 dem anderen Bauteil anliegt. Eine Umströmung dieser Kanten durch Öl ist dadurch sehr erschwert. Werden diese Tellerfedern 37 - bezogen auf den Abstand der scheibenförmigen Elemente - beispielsweise so dimensioniert, dass die Ränder der Tellerfedern 37 mit einer Presskraft anliegen, so erfolgt eine noch bessere Abdichtung und die Tellerfedern 37 könnten außerdem auch als Reibelement –
20 zur weiteren Dämpfung der Torsionsschwingungen – dienen.

Im Gegensatz zur Figur 1, ist in der Figur 2 die Wandler-Überbrückungskupplung 2 geöffnet. Der separate Ölstrom 8 wurde in seinem Druck nachgelassen. Da auf der rechten Seite des Anpresselementes 11 der Öldruck des Ölstromes 9 einwirkt,

bewegt sich beim Nachlassen des Ölstromes 8 das Anpresselement 11 nach links. Dadurch öffnet sich ein Spalt zwischen einer hier ringförmigen Nase des Anpresselementes 11 und der linken Lamelle. Das Öl, welches in dem Spalt zwischen Innenfläche des äußeren Lamellenträgers 13 und den Lamellen 10 entlangströmt, muss bei geöffneter Wandler-Überbrückungskupplung 2 nicht mehr über die Reibflächen der Lamellen fließen. Da bei geöffneter Kupplung auch kein Ölstrom mehr über die Lamellen 10 (sei es zum Kühlen oder Schmieren) erforderlich ist, ist das Vorbeifließen des Öles eine Energie-Ersparnis.

Die Figur 3 zeigt eine Ausgestaltung der Membran 26. Hier weist sie einen wesentlich kleineren Durchmesser auf, als in den Figuren 1 und 2. Bei geschlossener Wandler-Überbrückungskupplung 2 ist durch den Differenz-Öldruck zwischen beiden Seiten der Membran 26 und den kleineren Durchmesser vorteilhafterweise eine kleinere Presskraft auf die Membran bedingt. Die Membran 26 mit kleinerem Durchmesser braucht deshalb gegenüber mechanischen Belastungen nicht so robust zu sein.

Bei geöffneter Wandler-Überbrückungskupplung 2 kommt es zu Relativ-Drehbewegungen des äußeren zum inneren Lamellenträger. Da hier die Druckplatte 27 an dem äußeren Lamellenträger 13 verankert ist, die Membran 26 aber synchron mit dem inneren Lamellenträger 14 dreht, so schleift sie dann auf der Druckplatte 27. Bedingt durch den auch dann existierenden Differenz-Öldruck – auch wenn er bei geöffneter Wandler-Überbrückungskupplung 2 wesentlich klei-

ner ist – und den kleineren Membran-Durchmesser, ist dann auch die Presskraft auf die Druckplatte und damit die Schleifwirkung geringer.

Mit der Figur 4 werden weitere Widerstandselemente gezeigt. Anstelle einer
5 Membran 26 - wie beispielsweise in der Figur 3 – wird hier der Bereich zwischen dem inneren Lamellenträger 14, innerhalb der Druckplatte 27 und der rechten, äußeren Lamelle 10 mit einem Ring 28 im wesentlichen abgedichtet. Damit der Ring 28 gut abdichten kann, ist er beispielsweise der umfänglichen Profilierung des inneren Lamellenträgers 14 angepasst. Der Ring 28 kann aber auch für eine
10 gute Abdichtung – ähnlich wie ein Sicherungsring – in eine umlaufende Nut eingreifen. Ferner kann der Ring auch aus einer – zumindest teilelastischen - Masse bestehen, die sich durch den Öldruck an die Dichtstelle anlegt.

Der radial weiter außen liegende Spalt zwischen der nabenförmigen Abstützung
15 35 der Turbine und dem Flansch 34 ist gegenüber den Figuren 1 bis 3 enger ausgebildet. Dadurch ist schon allein ein über den Stand der Technik hinausgehendes Widerstandselement geschaffen worden. Zusätzlich ist in diesem Spalt noch ein Dichtring 38 in der nabenförmigen Abstützung 35 eingelassen worden. Durch den Spalt und den Dichtring 38 ist die in den Figuren 1 bis 3 dargestellte Tellerfeder 37 nicht erforderlich. Der Dichtring 38 kann als so genannter O-Ring, Quadrat-
20 ring, Filzring oder ähnlichem ausgebildet sein.

Die Figuren 5a und 5b zeigen eine axiale Teilansicht auf den äußeren Lamellenträger 13 und eine Außen-Lamelle 10a. Der äußere Lamellenträger 13 weist eine

umfängliche, innere, trapezförmige Profilierung auf. Die Außenlamelle 10a hat im wesentlichen ein ergänzendes, umfängliches Außenprofil. Durch die trapezförmige Profilierung ergeben sich an der Außen-Lamelle 10a Verzahnungsfüße 43 und Verzahnungsköpfe 44. Die Innen-Lamellen 10b und der innere Lamellenträger 14 können ähnlich profiliert sein. Zur Steigerung der Öldurchflutung mittels des Ölstromes 9, bzw. zur Reduzierung des Strömungswiderstandes zwischen der Innenfläche des äußeren Lamellenträgers 13 und den Lamellen 10, sind axiale Kanäle 12 in den Außen-Lamellen 10a angebracht. Die Kanäle sind in der Figur 5a als Ausnehmungen und in der Figur 5b als Löcher gestaltet. Da die Innen-Lamellen 10b nicht in den Bereich der Verzahnungsköpfe 44 hineinragen, hat der Ölstrom 9 nur den Widerstand der Verzahnungsköpfe 44 zu überwinden. Da diese aber erfindungsgemäß je mit mindestens einem Kanal 12 versehen sind, kann der Ölstrom 9 zunächst bequem in axiale Richtung fließen, um dann radial von außen nach innen über die Reibbeläge der Lamellen 10 zu fließen.

Mit der Figur 6 wird eine weitere Gestaltung der Kanäle 12 veranschaulicht. Der Abstand der umfänglichen Profilierungen des äußeren Lamellenträgers 13 und der Außenlamelle 10a ist zur besseren Verdeutlichung übertrieben dargestellt worden. Der Ring 28 – hier ein Sicherungsring – hält in sektionalen Nuten, die in dem äußeren Lamellenträger 13 angebracht sind. Der Außendurchmesser des Ringes 28 ist so dimensioniert, dass er nicht die Verzahnungsköpfe 44 der Lamelle 10a verdeckt. Die Kanäle 12 werden nun in der Art geschaffen, dass der Außendurchmesser der Verzahnungsköpfe 44 kleiner beschaffen ist, als der maximale Innendurchmesser der inneren Profilierung des äußeren Lamellenträgers

13. In der Figur 6 kann man auch gut erkennen, dass die unter der Außenlamelle 10a hervorschauende Innenlamelle 10b gut gegenüber dem inneren Lamellenträger 14 abdichtet. Dadurch kann ein „Kurzschluss“ des Öles hier kaum auftreten.

- 5 Mit der Figur 7 wird ein Ausschnitt wiedergegeben, der im wesentlichen auch in den Figuren 1 bis 4 so zu sehen ist. Ein erster Unterschied liegt in der Vernietung des inneren Lamellenträgers 14 mit dem linken Eingangsteil 36 des hier nicht dargestellten Turbinendämpfers 30. Die Niet 31 ist mit einem Nietkopf 32 ausgestattet, der versenkt angeordnet ist. Dieser Nietkopf 32 ragt nicht oder nur unwesent-
- 10 lich aus der rechten Oberfläche des linken Eingangsteiles 36 heraus. Die Bündigkeit des Nietkopfes mit der Oberfläche des Eingangsteiles kann auch dadurch erzielt werden, dass durch geeignete Nacharbeit – z.B. Plandreihen oder Planschleifen – der Nietkopf 32 plan wird. Durch diese Technik im Umgang mit Nietverbindungen bei Wandler-Überbrückungskupplungen gestattet einen engen
- 15 Spalt zwischen dem linken Eingangsteil 36 und dem Flansch 34, wodurch ein Widerstandselement für das Öl geschaffen wird.

- Liegt der Nietkopf 32 unterhalb der rechten, scheibenförmigen Oberfläche des linken Eingangsteiles 36, so lässt sich dennoch in Verbindung mit einer ebenen, lin-
- 20 ken Oberfläche des Flansches 34 ein Widerstandselement aufbauen.

Ein zweiter Unterschied zu den Figuren 1 bis 4 liegt in der abgewandten Abwinklung 52 des unteren (bzw. wegen der tatsächlichen rotationssymmetrischen Form, des inneren) Endes des linken Eingangsteiles 36. Durch die - von dem Flansch 34

abgewandte - Abwinklung 52 ist eine enge Annäherung des linken Eingangsteiles 36 zu dem Flansch 34 möglich. Die Richtung dieser Abwinklung lässt sich durch eine definierte Bearbeitungsfolge in Verbindung mit ausgesuchten Bearbeitungsrichtungen (Stanzrichtungen) realisieren. Durch die abgewandte Abwinklung 52 ist
5 eine enge Annäherung der scheibenförmigen Elemente 51 umsetzbar.

Ein dritter Unterschied liegt in dem Spalt zwischen Flansch 34 und der nabenförmigen Abstützung 35 im Bereich der V-förmigen Schweißnaht 33. Da die der Abstützung 35 zugewandte Oberfläche des Flansches 34 nachbearbeitet wurde, ist
10 eine enge Annäherung an die Abstützung 35 möglich.

In der Figur 8 sind der innere Lamellenträger 14 und das linke Eingangsteil 36 des Turbinendämpfers mittels einer Schweißnaht 33 – hier als Lasernaht ausgebildet – miteinander verschweißt. Der Flansch 34 weist unterhalb der Schweißnaht 33 aus
15 Gründen des Kraftflusses bzw. zur Homogenisierung der Werkstoff-Spannungskonzentration eine Verbreiterung auf. Damit das linke Eingangsteil 36 ist mit einer Kröpfung versehen (beziehungsweise wegen der rotationssymmetrischen Struktur ist das Teil 36 mit einem Absatz versehen), wodurch das untere Ende des linken Eingangsteiles 36 mit dem oberen Bereich des Flansches 34 eine flächige Reibstelle 53 bildet. Diese Reibfläche 53 ist gegenüber den ringförmigen Reibstellen – wie beispielsweise zwei am rechten Rand der Figur 8 in Verbindung mit der Tellerfeder 37 gezeigt werden – vorteilhaft, weil durch die flächige Reibstelle hier der Abrieb minimiert wird. Zusätzlich stellt die Reibfläche 53 auch
20 ein Widerstandselement zwischen zwei scheibenförmigen Elementen 51 dar.

Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder
5 den Zeichnungen offenbarte Merkmalskombinationen zu beanspruchen.

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines
10 selbstständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmalskombinationen der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

Da die Gegenstände der Unteransprüche im Hinblick auf den Stand der Technik am Prioritätstag eigene und unabhängige Erfindungen bilden können, behält die
15 Anmelderin sich vor, sie zum Gegenstand unabhängiger Ansprüche oder Teilungserklärungen zu machen. Sie können weiterhin auch selbstständige Erfindungen enthalten, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

20 Die Ausführungsbeispiele sind nicht als Einschränkung der Erfindung zu verstehen. Vielmehr sind im Rahmen der vorliegenden Offenbarung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Be-

schreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten für den Fachmann im Hinblick auf die Lösung der Aufgabe entnehmbar sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen

5 Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen. Der Inhalt unserer Anmeldung P... vom ... (unser Aktenzeichen 0798 DE) gehört ausdrücklich zum Offenbarungsgehalt der vorliegenden Anmeldung.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

0798 DE

Zusammenfassung

- 5 Die Erfindung betrifft ein Verfahren und eine Vorrichtung zur besseren Durchflutung einer Wandler-Überbrückungskupplung – vorzugsweise in einem Kraftfahrzeug – mit Öl. In einem ersten Lösungsweg wird der Ölfluss in bestimmten Bereich des Wandlers derart behindert, dass das Öl verstärkt über die Reibbeläge der Wandler-Überbrückungskupplung fließt. Bei einem zweiten Lösungsweg wird
- 10 der Fließwiderstand über die Wandler-Überbrückungskupplung reduziert. Beide Lösungswege sind hierbei auch kombinierbar.

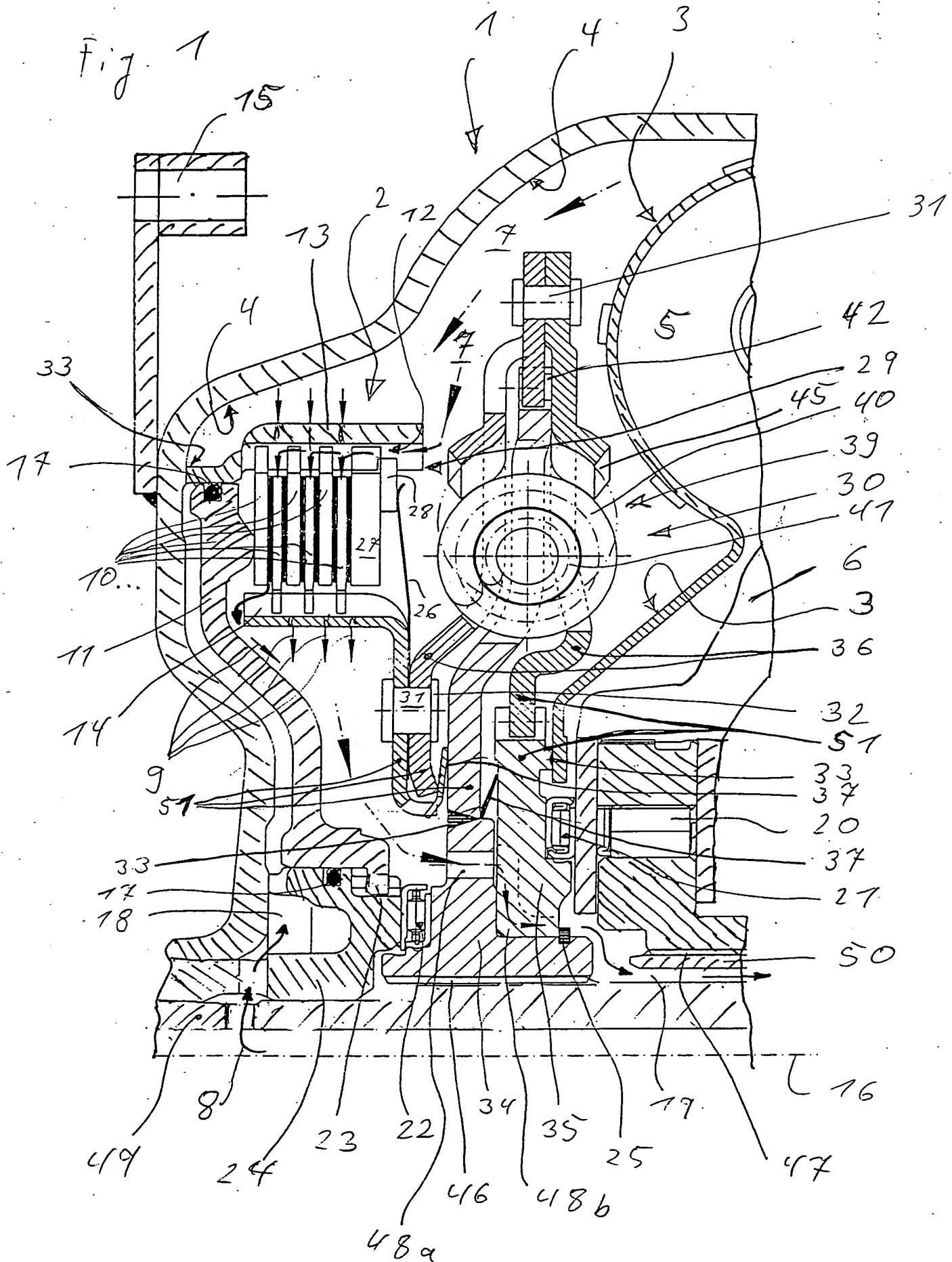


Fig. 2

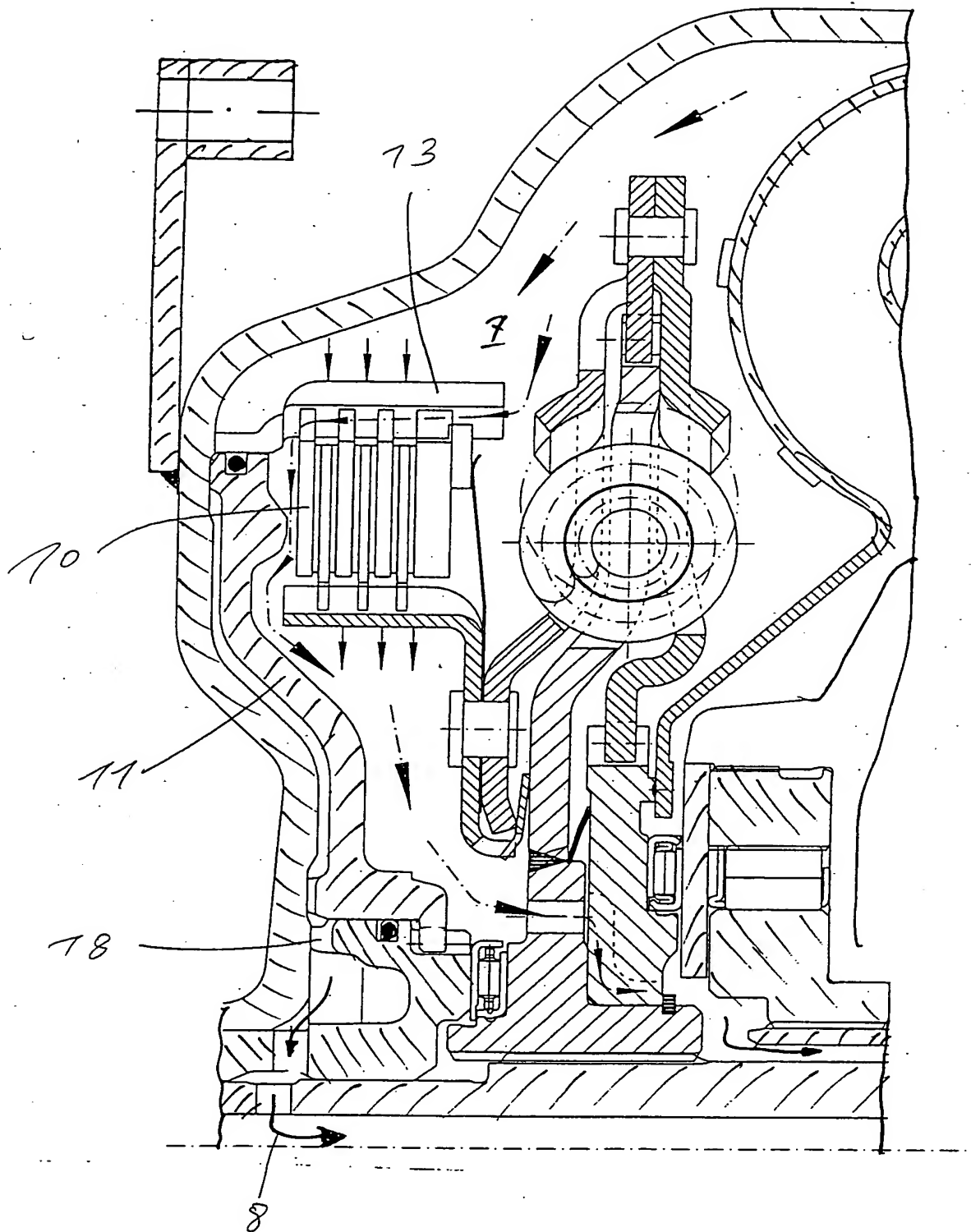


Fig. 3

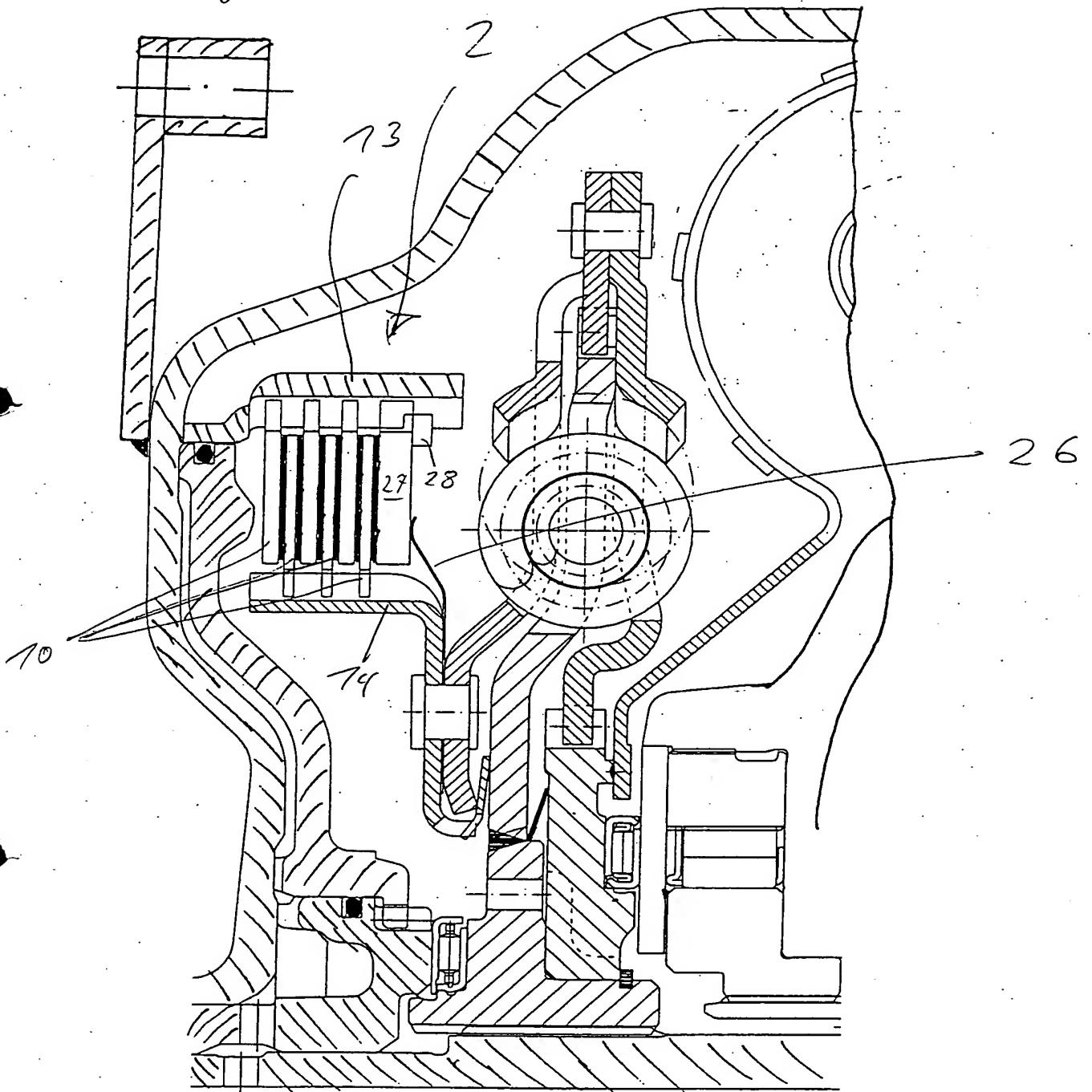


Fig. 4

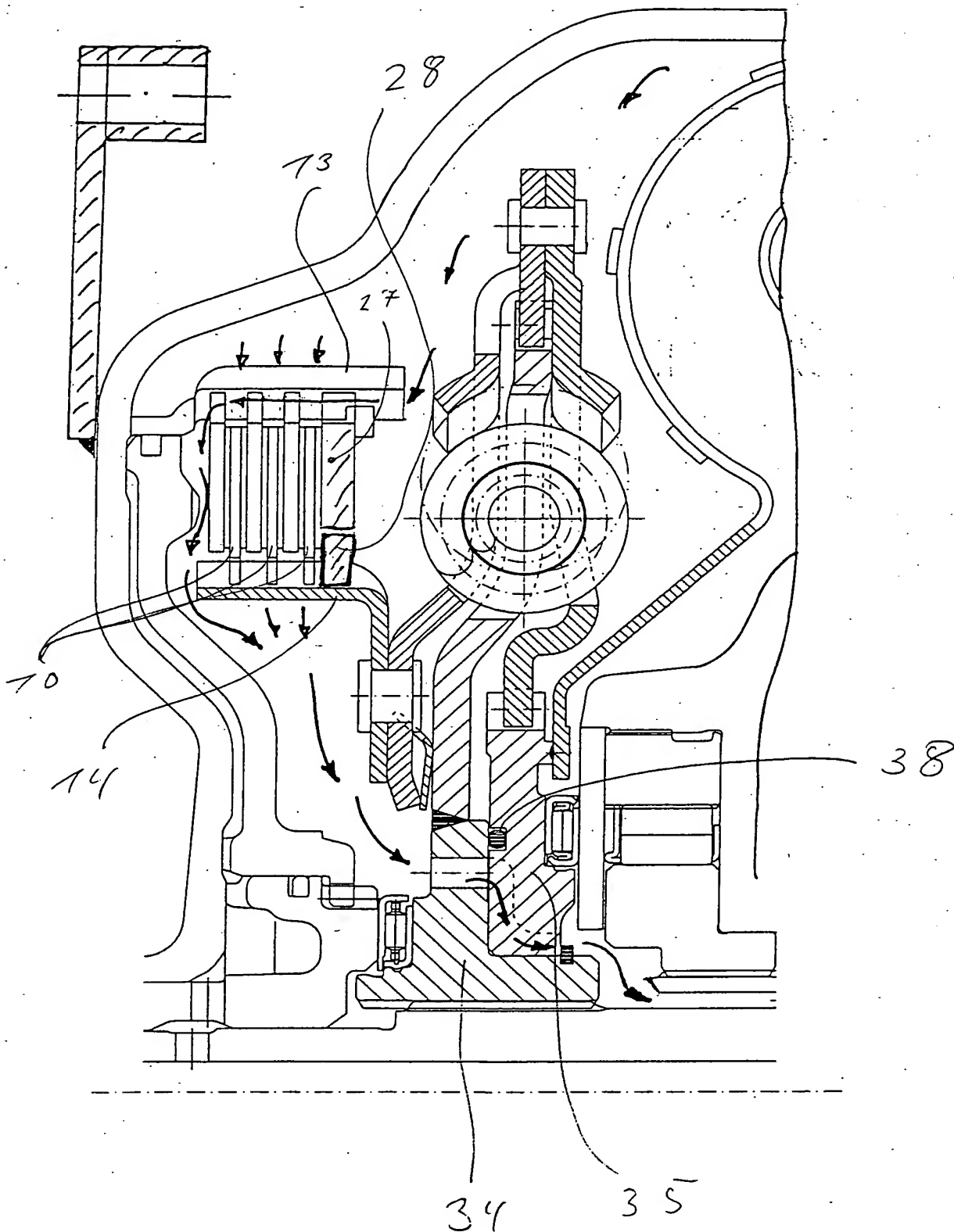


Fig. 5a

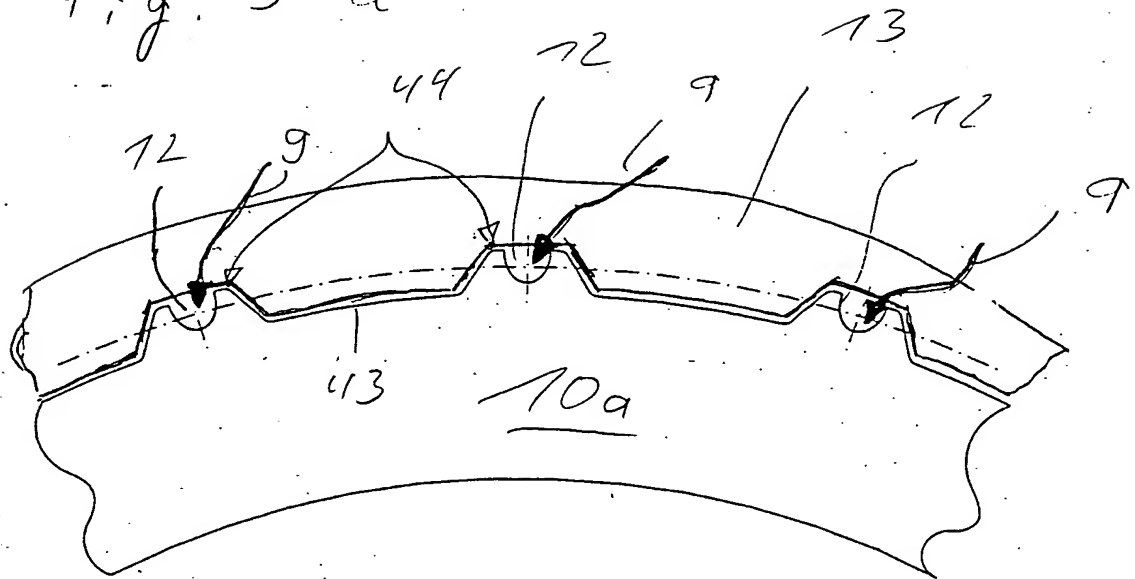


Fig. 5b

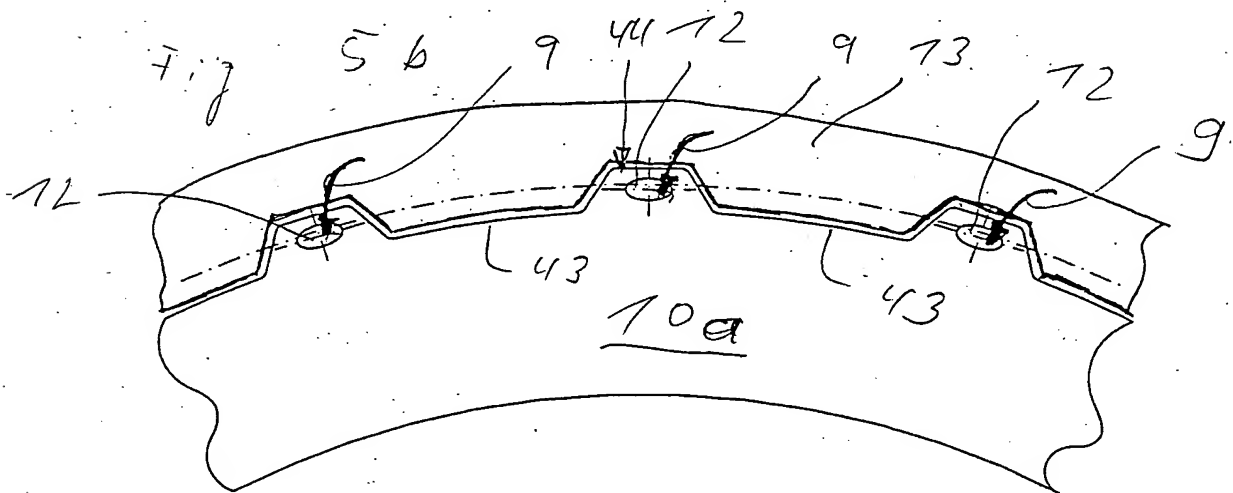


Fig. 6

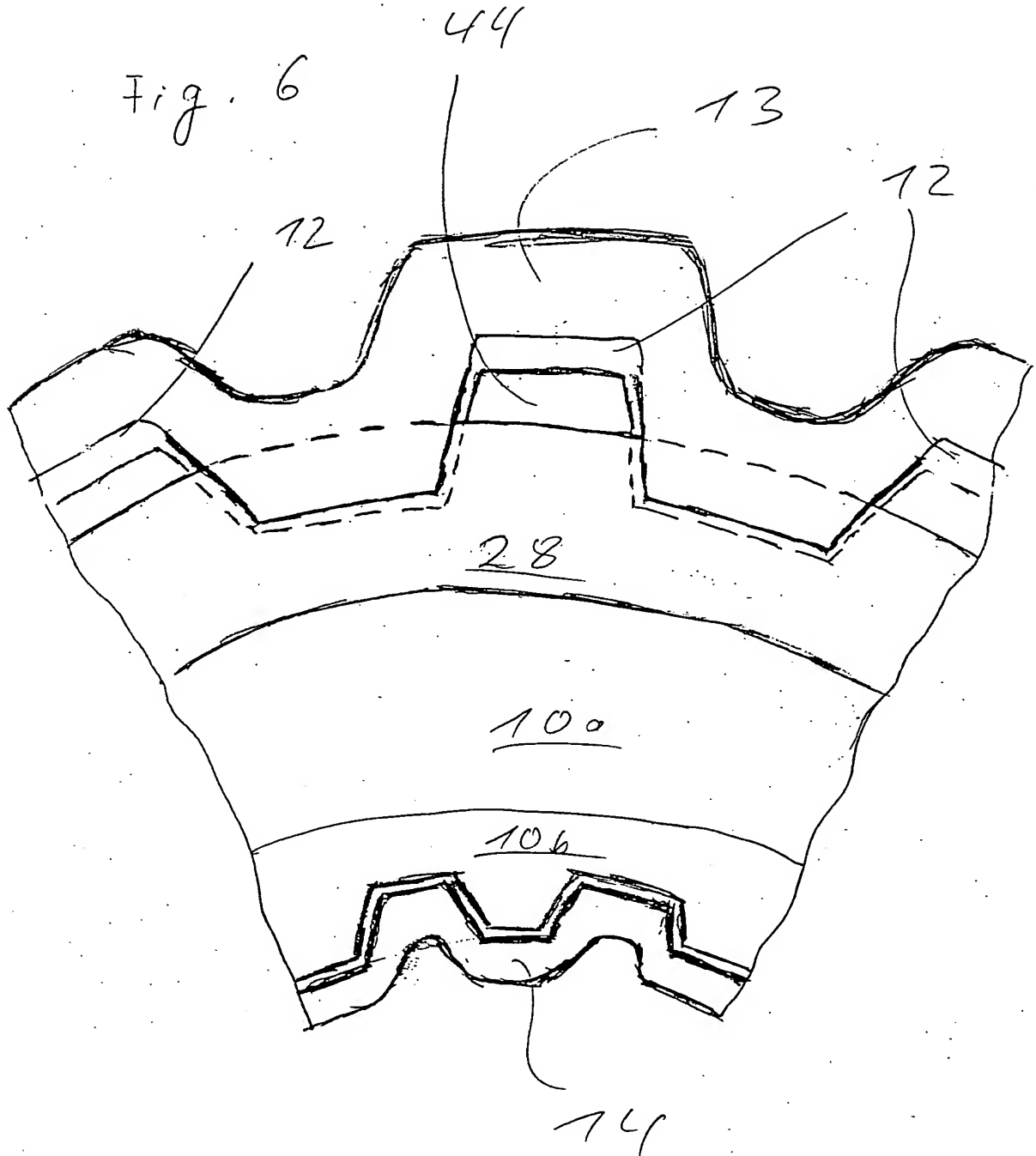


Fig. 7

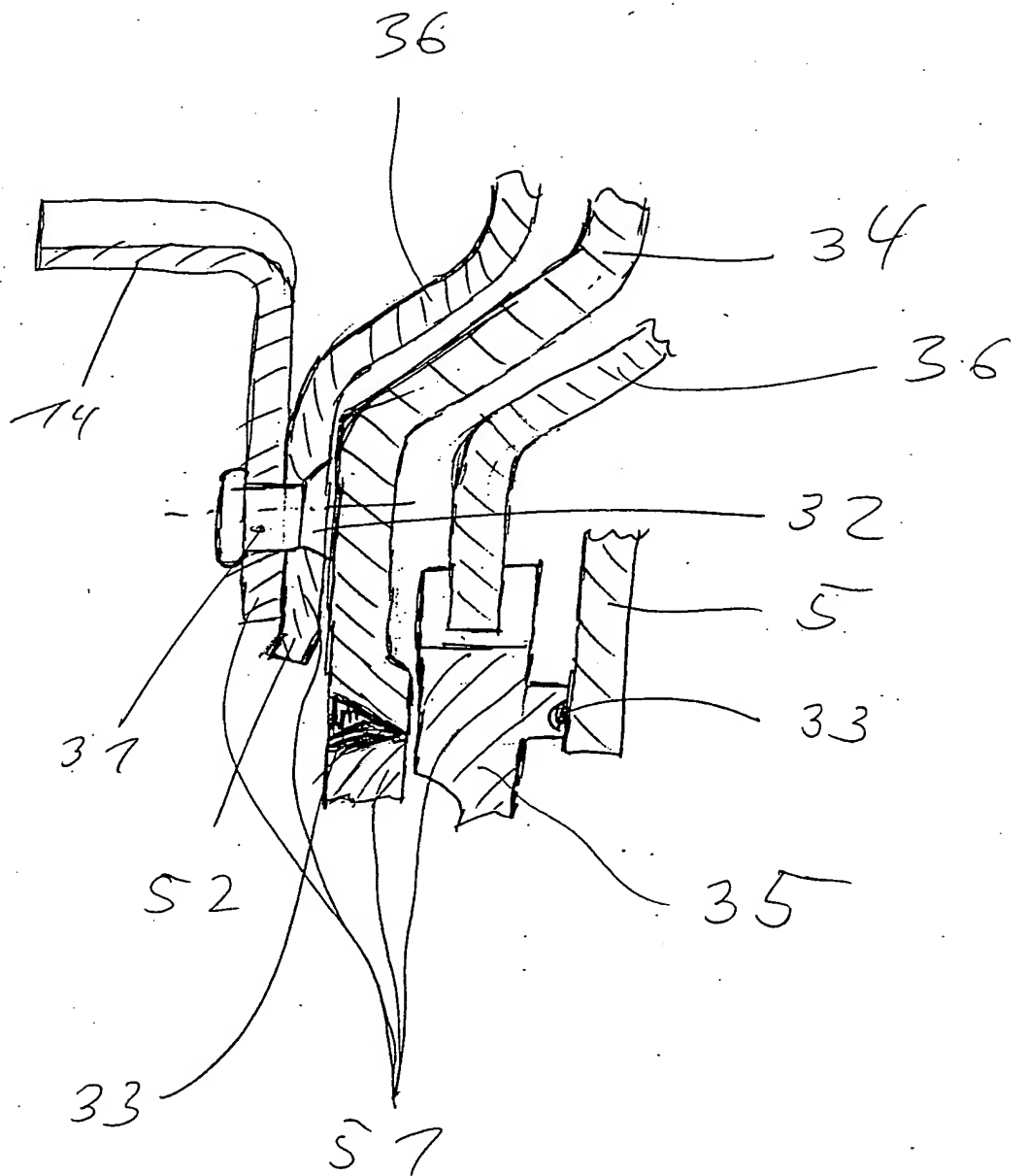
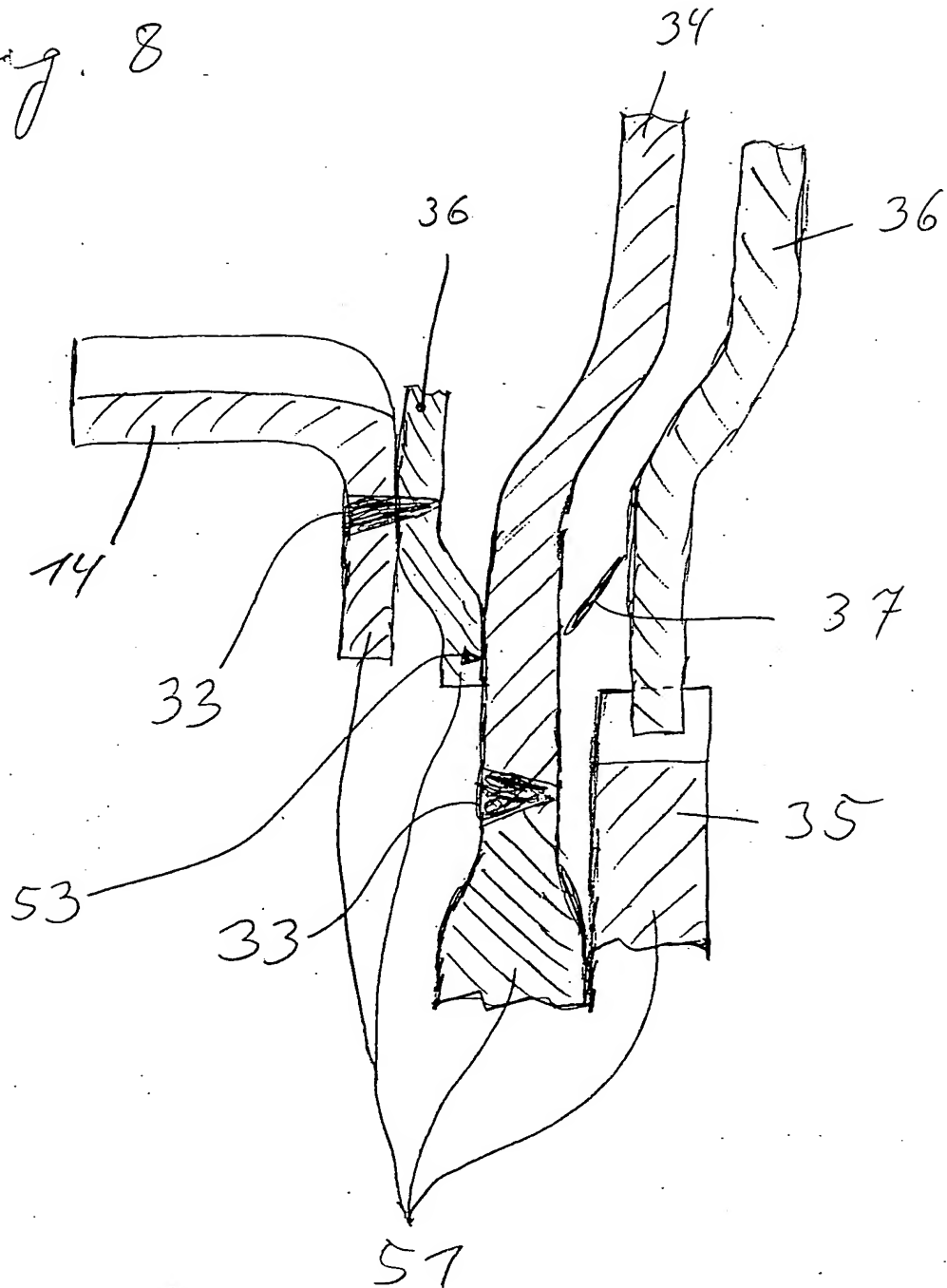


Fig. 8





Creation date: 11-20-2003
Indexing Officer: CFUENTES - CORA FUENTES
Team: OIPEScanning
Dossier: 10706303

Legal Date: 11-10-2003

No.	Doccode	Number of pages
1	TRNA	3
2	SPEC	44
3	CLM	3
4	ABST	1
5	DRW	16
6	ADS	4
7	A.PE	1
8	CLM	3
9	REM	1
10	A.PE	1
11	SPEC	1
12	REM	1
13	FRPR	2
14	LET.	1

Total number of pages: 82

Remarks:

Order of re-scan issued on